

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-303956

(43)Date of publication of application : 31.10.2001

(51)Int.Cl.

F02B 1/14

F02B 23/00

F02D 13/02

F02M 25/07

(21)Application number : 2000-128825

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB
INC

(22)Date of filing : 28.04.2000

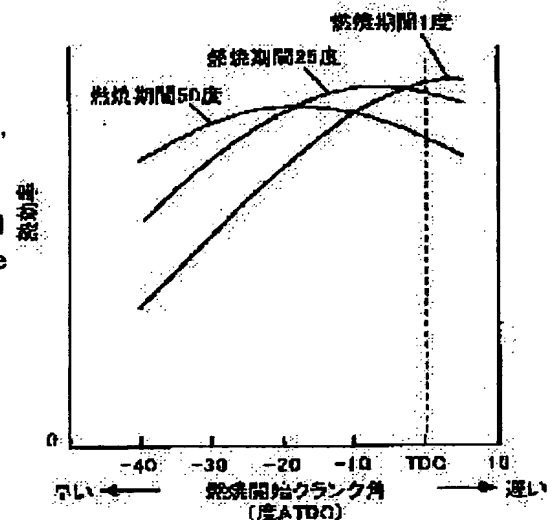
(72)Inventor : NAKANO MICHITAKA
MANDOKORO YOSHIYUKI

(54) INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To stably generate spontaneous ignition near the top dead center in an internal combustion engine using compression spontaneous ignition combustion of a combustible mixture.

SOLUTION: At least in an initial stage of a compression stroke, the air and combusted gas in the cylinder constitute a state having a concentration distribution, and a strong turbulence is generated in the cylinder inside near the compression top dead center so that the agitation of the gas is accelerated to reduce the concentration distribution between the air and combusted gas in the cylinder. A squish part, which has an effect of the gas jetting in a part of a small interval toward the part of a wide interval in a compression stroke where the interval between a piston and the cylinder head is uneven in the top dead center, and the air flowing in a part of the wide interval into the part of the narrow interval in the expansion stroke, is arranged for generating the strong turbulence. The area of the squish part is set to not less than 25% and not more than 75% of the cylinder bore area and the interval of the squish in the top dead center is set to 3 mm or less.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's]

decision of rejection]

[Date of extinction of right]

*** NOTICES ***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.

2.*** shows the word which can not be translated.

3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The internal combustion engine which is the compression ignition type or the jump-spark-ignition type internal combustion engine characterized by to generate autohession fire combustion of a combustible gas mixture in all or a part of combustion processes of 1 cycle, and is characterized by to consider as the configuration which turbulence produces into the gas in this cylinder near the compression top dead center in this cylinder while having the field where the concentration of a burnt gas is very high in this cylinder in the anaphase of a compression stroke.

[Claim 2] The internal combustion engine according to claim 1 with which the fuel supplied to this cylinder considered as the configuration which exists in a part of field where the concentration of this burnt gas is very high while having at least the field where the concentration of a burnt gas is very high in the cylinder in the early stages of a compression stroke.

[Claim 3] An internal combustion engine given in 1 of claims 1 or 2 considered as the configuration by which mixing of this air and this burnt gas is controlled when filled up with this air, a fuel, and a burnt gas in this cylinder while providing the fuel supply system in the path through which the air supplied to a cylinder passes.

[Claim 4] An internal combustion engine given in 1 of claims 1 or 2 which considered as the configuration by which mixing of this air and this burnt gas is controlled when filled up with air and a burnt gas in this cylinder, and were considered as the configuration with which said fuel spray is not mixed by this a part of burnt gas at least at the fuel-supply time while providing the fuel injection valve which supplies the fuel spray directly in a cylinder.

[Claim 5] An internal combustion engine given in one 1 of claims 1-4 which make [the volume ratio in the compression stroke of the air newly supplied in the burnt gas and the cylinder / this burnt gas] the ratio of 7 a minimum for this air to 3, and carry out the volume rate of this burnt gas to said more than ratio.

[Claim 6] An internal combustion engine given in one 1 of claims 1-5 which constituted the squish section so that a clearance might become small in a top dead center at a part of combustion chamber as compared with other parts.

[Claim 7] The internal combustion engine according to claim 6 which sets the clearance in the top dead center of said squish section to 3mm or less while making area of said squish section into 75% or less of cylinder bore area 25% or more.

[Translation done.]

*** NOTICES ***

JPO and NCIP are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]**[0001]**

[Field of the Invention] This invention relates to the internal combustion engine using autohesion fire combustion of the combustible gas mixture by compression.

[0002]

[Description of the Prior Art] Researches and developments of the internal combustion engine which uses autohesion fire combustion of a combustible gas mixture for the purpose of improvement in the heat efficiency of internal combustion engine or reduction of a harmful excretory substance are furthered. For example, while acquiring high thermal efficiency, it is known for the compression autohesion fire type internal combustion engine which adopts the compression autohesion fire combustion system of a lean mixture that the discharge concentration of nitrogen oxides can be controlled to several ppm or less. Moreover, the technique of raising degree of dispersion of a fuel by bringing forward a Diesel engine's fuel injection timing conventionally, and realizing autohesion fire combustion in a large field is also proposed, and it is reported that discharge of a smoke can also be reduced in addition to the same effectiveness as the above.

[0003] However, in order that generating of the autohesion fire may be dependent on the rise hysteresis of the reactivity of gaseous mixture, the pressure accompanying piston compression, and temperature, in order to maintain a suitable ignition stage in the range of a large engine rotational frequency or a demand load, a certain external control was required of the internal combustion engine using these autohesion fire combustion. for example, control or the fuel of the compression temperature accord to a compression ratio adjustable system for the purpose of maintain a suitable ignition stage in the range of a large engine rotational frequency or a demand load — the gaseous mixture by mix the control or the burnt gas of autohesion fire delay by accommodation of description — accommodation of temperature and a dilution ratio etc. be propose and, as for a theory top, any technique can adjust an ignition stage. Here, a burnt gas means the gas which burned in the former cycle, and points out residual gas and the exhaust gas by which recycling was carried out.

[0004] However, any aforementioned technique essentially has the same problem. That is, it is that initiation of combustion is uncontrollable just before combustion like the conventional jump-spark-ignition type internal combustion engine or a Diesel engine. Control must end any aforementioned technique from the time of compression being started fundamentally, i.e., the jump-spark-ignition stage in the conventional jump-spark-ignition type internal combustion engine and fuel injection timing in a Diesel engine, at an early stage extremely. Therefore, it is one of the problems to which precise high control of precision is needed in implementation, and any aforementioned technique makes implementation difficult.

[0005] Moreover, in said compression autohesion fire type internal combustion engine, the chemical reaction of the fuel molecule in a combustible gas mixture and an oxygen molecule is accelerated with the temperature rise by compression, and it results in autohesion fire combustion because chain reaction advances very quickly. Therefore, in order to generate autohesion fire in the process in which temperature falls, it must be raised so that the activity of the chain reaction formed in the reaction process before a temperature fall is started does not result in autohesion fire according to the depressor effect of the chain reaction accompanying a temperature fall and it may not be reduced.

[0006] However, it is not easy to form such conditions in stability certainly, and in said compression autohesion fire type internal combustion engine, even if it is going to realize initiation of the autohesion fire which can be set like an expansion line, it has the problem that control is not easy that it is easy

to carry out a flame failure. The technique of mixing [technique] with the air to which the burnt gas was supplied newly, and generating autohesion fire combustion is indicated by JP,11-236833,A. This invention is providing a means changing the closing motion stage of an induction-exhaust valve to 4 stroke cycle type engine, adjusts the temperature of gaseous mixture, and the effectiveness of dilution, and attains suitable combustion.

[0007] However, this technique is the configuration which combined accommodation of control of the compression temperature by the aforementioned compression ratio adjustable system, whenever [by aforementioned residual gas or the aforementioned exhaust gas by which recycling was carried out / mixed atmospheric temperature], and a dilution ratio, and does not solve the problem about the above-mentioned essential autohesion fire control.

[0008] moreover, as the technique of inducing autohesion fire combustion by making the gas of a front cycle remain in 2 stroke cycle type internal combustion engine ATAC (S.Ohnishi et al. —) "Active Thermo-Atomosphere Combustion (ATAC)- A New Combustion Process for Internal Combustion Engines" and SAE Paper 790501, . (1979) and AR combustion () [Y.] Ishibashi et al. and "A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept" and the technique represented by SAE paper 980757 and . (1998) already exist. However, by changing the stage which a scavenging-air hole closes, by changing adjusting the rate of the residual gas in a cylinder, and an effective compression ratio, autohesion fire is controlled and the problem about the above-mentioned essential autohesion fire control is not solved in these conventional techniques.

[0009] Moreover, although there is an indication already looked at by JP,54-55208,A etc., for example as invention similar to these These invention aims at improving unstable combustion in low and the inside load region in jump-spark-ignition-type 2 stroke cycle type internal combustion engine. in addition to the purpose essentially differing from this invention, hot residual gas and low temperature are new — it is explained as the thing using the autohesion fire by the radical generated in the contact surface with gaseous mixture, and does not have the thought which mixes positively the radical which residual gas itself has in a combustible gas mixture. That is, in that implementation of the intentional action for generating autohesion fire is mostly completed at the compression initiation time, the essential problem which said conventional technique has is not solved at all.

[0010]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] In the internal combustion engine which uses compression autohesion fire combustion of a combustible gas mixture in all or a part of combustion processes of 1 cycle, it is not easy for stability to generate autohesion fire, and it is easy to generate a preignition and a flame failure near the top dead center. The technical problem which this invention tends to solve is to offer the configuration which carries out easy [of making stability generate autohesion fire near the top dead center] to the internal combustion engine using compression autohesion fire combustion of said combustible gas mixture.

[0011] Drawing is used for below and the need for making stability generate autohesion fire near the top dead center is explained. Drawing 1 shows the example which asked for the effect a combustion initiation crank angle affects thermal efficiency by numerical calculation. The combustion initiation crank angle from which thermal efficiency serves as max approaches a top dead center, so that a combustion period is short, and in the conditions of one combustion period which can be mostly said to be instantaneous combustion, in order that the thing like a stage later than a top dead center, i.e., an expansion line, for which combustion is extremely started in the first stage may acquire high thermal efficiency, it can understand an important thing. Moreover, the conditions that a combustion period is shorter can understand that high thermal efficiency is acquired. That is, he starts combustion to the internal combustion engine aiming at a well head near the top dead center, and he can understand that it is important to complete this for a short time.

[0012] On the other hand, drawing 1 also shows extent of change of the thermal efficiency over fluctuation of a combustion initiation crank angle. According to this, it turns out that the effect to which change of thermal efficiency is small and a combustion initiation crank angle gives the conditions (for example, one combustion period crank angle) on the contrary that a combustion period is shorter to change of thermal efficiency is large even if a combustion initiation crank angle changes in the conditions (for example, 50 combustion period crank angle) that a combustion period is longer. That is, when realizing combustion completed in a short time aiming at a well head as an internal combustion engine's combustion, you can understand that it becomes important to prevent decline in the thermal efficiency by the preignition. This shows the importance of realizing generating of the stable autohesion fire near the top dead center in the internal combustion engine which used compression autohesion fire

combustion of said combustible gas mixture, for example.

[0013] Drawing 2 shows the example which asked for the relation between a combustion period and an air-fuel ratio (A/F) in the combustion initiation crank angle from which thermal efficiency serves as max by numerical calculation. The combustion initiation crank angle from which thermal efficiency serves as max becomes near the top dead center, so that a combustion period is shortened, as shown by drawing 1. If a combustion period is assumed to realize rapid combustion efficient as less than a 20-degree crank angle, the combustion initiation crank angle from which thermal efficiency serves as max serves as a stage later than a crank angle before [a top dead center] 5 times, and, as for the range, it turns out that it is hardly influenced of A/F.

[0014] That is, from these analysis results, in combustion of the internal combustion engine aiming at a well head, it is not concerned with A/F but it can be concluded that it is required to generate the combustion completed for a short time near the top dead center.

[0015] Next, the result of the autohesion fire property observed in the internal combustion engine using compression autohesion fire combustion of said combustible gas mixture is shown. The practical technique of controlling an autohesion fire stage in the internal combustion engine which generally used compression autohesion fire combustion of a combustible gas mixture is not established. Here, the result that changed the amount of air supplies (amount of supply of the new air into a cylinder) and the rate of a burnt gas, and the condition of having set supply fuel quantity constant considered change of an ignition stage is shown.

[0016] Drawing 3 shows the typical property acquired from the engine experiment. According to drawing 3, an ignition stage becomes late in monotone by increasing the amount of air supplies, and it is possible that this is based on rarefaction of A/F by the burnt-gas reduction in a cylinder, and the fall of whenever [mixed atmospheric temperature]. If the amount of air supplies is furthermore increased, it will result in a flame failure. That is, in the internal combustion engine using compression autohesion fire combustion of said combustible gas mixture, this property shows that an ignition stage is easy to be influenced to change of the amount of air supplies, and also shows that it is easy to cause the flame failure of a suddenly [generating / especially / after a top dead center / autohesion fire].

[0017] Therefore, it can be said that it is difficult to realize to stability combustion initiation after the top dead center which has effectiveness in control of the combustion noise (sound similar to a tap tone or knocking) accompanying reduction and rapid combustion of nitrogen oxides.

[0018]

[Means for Solving the Problem] It is the compression ignition type or the jump-spark-ignition type internal combustion engine characterized by the thing [generate autohesion fire combustion of a combustible gas mixture in all or a part of combustion processes of 1 cycle] according to claim 1 like, and this invention is the internal combustion engine which considered as the configuration which turbulence produces into the gas in this cylinder near the compression top dead center in this cylinder while it has the field where the concentration of a burnt gas is very high in this cylinder in the anaphase of a compression stroke.

[0019] Invention according to claim 2 is the internal combustion engine according to claim 1 which considered as the configuration in which the fuel supplied to this cylinder exists in a part of field where the concentration of this burnt gas is very high while having at least the field where the concentration of a burnt gas is very high in a cylinder in the early stages of a compression stroke.

[0020] In case it is filled up with this air, a fuel, and a burnt gas in this cylinder, invention according to claim 3 is an internal combustion engine given in 1 of claims 1 or 2 considered as the configuration by which mixing of this air and this burnt gas is controlled, while possessing a fuel supply system in the path through which the air supplied to a cylinder passes.

[0021] Invention according to claim 4 is an internal combustion engine given in 1 of claims 1 or 2 which considered as the configuration by which mixing of this air and this burnt gas is controlled when filled up with air and a burnt gas in this cylinder, and were considered as the configuration with which said fuel spray is not mixed by this a part of burnt gas at least at the fuel-supply time while possessing the fuel injection valve which supplies the fuel spray directly in a cylinder.

[0022] Invention according to claim 5 is an internal combustion engine given in one 1 of claims 1-4 which make [the volume ratio in the compression stroke of the air newly supplied in the burnt gas and the cylinder / this burnt gas] the ratio of 7 a minimum for this air to 3, and carry out the volume rate of this burnt gas to said more than ratio.

[0023] Invention according to claim 6 is an internal combustion engine given in one 1 of claims 1-5 which constituted the squish section so that a clearance might become small in a top dead center at a

part of combustion chamber as compared with other parts. That is, this invention is a configuration which has arranged the squish section which has the effectiveness that the gap of the piston in a top dead center and the cylinder head is uneven, and the gas of the small part of a gap blows off towards the large part of a gap in a compression stroke, set like an expansion line, and the gas of the large part of a gap flows toward a part with a narrow gap since the strong aforementioned turbulence is produced.

[0024] Invention according to claim 7 is an internal combustion engine according to claim 6 which sets the clearance in the top dead center of said squish section to 3mm or less while making area of said squish section 75% or less of cylinder bore area 25% or more.

[0025] If it explains in full detail, this invention will promote gaseous stirring by both producing the turbulence strong in this cylinder for which the condition that the air and the burnt gas in a cylinder have distribution of concentration in the early stages of a compression stroke at least is constituted near the compression top dead center to a compression ignition type or a jump-spark-ignition type internal combustion engine, and will be realized by reducing the air in this cylinder, and concentration distribution of a burnt gas.

[0026] 2 stroke cycle type internal combustion engine is typically shown for the condition in the cylinder which this invention means to drawing 4 in an example. It is quickly mixed near the top dead center, and, thereby, the gas divided into new mind and a burnt gas in the compression stroke produces autohesion fire combustion. After passing like combustion and an expansion line, in a gas exchange process, a part of burnt gas is exhausted and the air supply of the new mind are carried out instead. In addition, as for distribution of two clear fields as shown in drawing 4, in an actual engine, it is natural that it is not necessary not being attained and to be necessarily the distribution divided up and down.

[0027] 4 stroke cycle type internal combustion engine is typically shown for the condition in the cylinder which this invention means to drawing 5 in an example. It is quickly mixed near the top dead center, and, thereby, the gas divided into new mind and a burnt gas in the compression stroke produces autohesion fire combustion. After passing like combustion and an expansion line, the short period of time which exhausts a part of burnt gas is exhausted, and where an induction-exhaust valve is closed after that, useless compression and useless expansion are performed. After the pressure in a cylinder fully declines, an inlet valve is opened wide, and new mind is supplied in a cylinder. In addition, as for distribution of two clear fields as shown in drawing 5, in an actual engine, it is natural that it is not necessary not being attained and to be necessarily the distribution divided up and down.

[0028] Moreover, by adjusting the open stage of an induction-exhaust valve, it is possible to inhale again the burnt gas which set like the exhaust air line and was discharged to the inhalation-of-air path or the flueway like an inhalation-of-air line, and if stratified inhalation of air is performed, the condition in the cylinder which this invention means can consist of 4 stroke cycle type internal combustion engines. However, in this case, since the temperature of a burnt gas falls, cautions are needed for the facilitatory effect of the autohesion fire by the burnt gas which this invention means falling.

[0029]

[Function and Effect of the Invention] Artificers noted being promoted by adding a radical (activity chemical species) in addition to autohesion fire combustion being strongly influenced with the reactivity of gaseous mixture, and temperature. A radical is a molecule which promotes the chain of a chemical reaction, and is generated in large quantities also in the oxidation reaction process in which it results in autohesion fire. Usually, in the process in which a combustible gas mixture results in autohesion fire in an elevated-temperature ambient atmosphere, a radical is generated as a product of the initiation reaction represented by the direct reaction of a fuel molecule and an oxygen molecule etc., various molecules which contain a radical at this radical reacting with a fuel molecule and an oxygen molecule further are generated, a reaction advances quickly [*****] at last, and it results to autohesion fire.

[0030] For example, when considering saturated hydrocarbon as a fuel molecule, in initiation reaction, the hydrogen atom in this fuel molecule is drawn out by the oxygen molecule, and the alkyl radical and HO2 radical which lacked one hydrogen atom from the fuel molecule are generated. Then, many kinds, such as OH and H, of radicals are generated with advance of a reaction, and these repeat a reaction with a fuel molecule, an alkyl radical, etc., discover the autohesion fire combustion accompanied by generation of heat with rapid ** at last, and change to a burnt gas with the very high concentration of CO2 or H2O.

[0031] As mentioned above, a radical can be said to be the chemical species which have the

effectiveness of advancing an autohesion fire process promptly, and a radical is generated inside a combustible gas mixture in compression autohesion fire combustion by the temperature rise by compression. On the other hand, this invention realizes stable autohesion fire near the top dead center by supplying the hot gas which was [/ near the top dead center] rich in the radical from the exterior at this combustible gas mixture.

[0032] In this invention, a burnt gas is used as a gas containing the radical supplied to a combustible gas mixture. Although burnt gases are generally the main gases which carried out exothermic reaction completion, since temperature is high, a reaction does not stop, the reaction of generation and disappearance is always repeated, and the radical is participating in these reactions. That is, many radicals will be contained in the burnt gas. However, if temperature falls, the chemical reaction in a burnt gas will also become slow, and will also reduce radical concentration. That is, in case a burnt gas is used as a source of supply of a radical, it becomes important to keep the temperature high.

[0033] It is realizable to make existing sense gas exist in a cylinder by Prior arts, such as increase of the residual gas which used for example, the adjustable valve timing device, and supply of the EGR gas by recycling (EGR) of exhaust gas. However, since it becomes the presentation with the almost uniform gas in a cylinder in addition to radical concentration decreasing extremely by cooling with air if fully mixed with the air newly supplied by the early stage of a compression stroke when making a burnt gas exist in a cylinder with these techniques, the turbulence near the top dead center does not make semantics for supply of a radical.

[0034] Then, at least in the early stages of a compression stroke, it becomes important that a burnt gas and air exist with distribution within a cylinder. That is, the concentration of air becomes important [that the field (it abbreviates to an overair field henceforth) where temperature is high comparatively low, and the concentration of a burnt gas make the field (it abbreviates to an air deficiency field henceforth) where temperature is high comparatively high exist]. The condition that an overair field and an air deficiency field mean is shown in drawing 6.

[0035] Since temperature is higher than said overair field and the concentration of the burnt gas in which the temperature of the temperature rise process accompanying the piston compression in a compression stroke contains many radicals in addition to a high thing is high, said air deficiency field can be unevenly distributed in a cylinder as a gas lump which was rich in the elevated temperature and the radical.

[0036] On the other hand, while said overair field has the low temperature of the temperature rise process accompanying the piston compression in a compression stroke since temperature is lower than said air deficiency field, and burnt-gas concentration is low, since temperature is also low, there are few radicals in early stages of a compression stroke.

[0037] Next, the relation of the fuel molecule and radical which were supplied in the cylinder is considered. The fuel molecule mixed by said overair field is compressed without being influenced [most] of the radical which originates in a burnt gas for the aforementioned reason. On the other hand, in order that the fuel molecule mixed by the aforementioned air deficiency field may reduce the temperature of the field where the fuel molecule was mixed by latent heat of vaporization and may decrease the radical of this field, an oxygen molecule and a radical will constitute the field to which temperature also fell deficiently.

[0038] That is, a fuel molecule's existence part serves as the conditions with few radicals that temperature is also comparatively low, immediately after supplying a fuel in a cylinder at least. Therefore, the requirements which this invention needs about the existence region of a fuel molecule are to prevent that a fuel molecule distributes to said whole air deficiency field, the radical of this whole air deficiency field decreases to it, and temperature falls to it in the early stages of a compression stroke at least. That is, not only air but the concentration of a fuel molecule is to form a low air deficiency field (for it to abbreviate to an overburnt-gas field henceforth). The condition that an overburnt-gas field means is shown in drawing 6.

[0039] As mentioned above, since air and the fuel molecule are scarce, the condition that it was rich in high temperature and a high radical in the compression stroke is formed in said overburnt-gas field. On the other hand, in the overair field and air deficiency field (it abbreviates to a fuel-supply field henceforth) containing a fuel molecule, oxidation reaction of a fuel molecule advances in connection with the temperature rise in a compression stroke. However, even if oxidation reaction of this fuel-supply field passes a top dead center in the conditions which are not enough, i.e., the conditions that a compression ratio is inadequate, relatively, autohesion fire combustion cannot be generated. They are the conditions which result in a flame failure in the conventional technique. In addition, the condition

that a fuel-supply field means is shown in drawing 6 .

[0040] So, in this invention, turbulence is generated so that said overburnt-gas field may be quickly mixed with other fields in a cylinder near the top dead center. By this turbulence, by the gas which was rich in the radical at the elevated temperature being mixed by the fuel-supply field, it is accelerated and the chemical reaction of some [at least] fuel molecules generates autohesion fire combustion. The autohesion fire combustion of other combustible gas mixtures this temperature rise of whose was in the condition in front of autohesion fire which causes a temperature rise by raising the pressure in a cylinder occurs promptly, and this autohesion fire combustion generated within the cylinder heightens the pressure in a cylinder further. Also in the conditions which result in a flame failure in the conventional technique, the burnout of the short period of time where thermal efficiency is high is realized by this the autohesion fire combustion of a chain of.

[0041] With the squish section which this invention charges, the effectiveness of generating the turbulence near [above-mentioned] the top dead center is done so. That is, in a compression stroke anaphase, rapid contraction of a gap spouts the gas near [this] the squish section to the large field of a gap. Moreover, in the first stage like an expansion line, the inflow of a rapid gas occurs from other fields by rapid expansion of a gap. That is, this squish section is mixing with a combustible gas mixture the hot gas which carried out disturbance of the gas in a cylinder before and behind the top dead center, and was rich in the above-mentioned radical, and has generating of autohesion fire combustion near the top dead center, and the effectiveness of realizing prompt completion.

[0042] Drawing 7 shows typically an example when the condition in the cylinder which this invention means, i.e., the condition that the air and the burnt gas in a cylinder have distribution of concentration in the early stages of a compression stroke at least, is realized in an actual engine. Drawing 7 assumes the configuration to which a combustible gas mixture is supplied from an inhalation-of-air path.

[0043] Drawing 8 shows typically another example of the condition in the cylinder which this invention means. The injection valve which injects a fuel directly in a cylinder is arranged in the cylinder upper part, and the gestalt in which the fuel spray exists near the boundary of new mind and a burnt gas is shown in it.

[0044]

[Embodiment of the Invention] Drawing 9 and drawing 10 show the example realized as an overhead location valve type 2 stroke cycle type internal combustion engine having the fuel injection valve which supplies a direct fuel for this invention in an air-supply supercharger and a cylinder. if drawing 9 and drawing 10 are referred to — 1 — in a feed valve and 9, an air-supply port and 10 show an exhaust valve, and, as for an engine body and 2, 11 shows [the attaching position of a cylinder block and the electronics control type fuel injection valve to which in 3 a piston and 5 inject a combustion chamber in a cylinder and, as for 6, the cylinder head and 4 inject a direct fuel, and 8] an exhaust air port, respectively. The air-supply port 9 is connected with a surge tank 13 through the corresponding air-supply branch pipe 12, and a surge tank 13 is connected to an air cleaner 17 through a supply duct 14, the air-supply supercharger 15, and a supply duct 16. The air-supply supercharger 15 is driven by the electric motor 18.

[0045] On the other hand, the exhaust air port 11 is connected with a jet pipe 20 through an exhaust manifold 19. In the field facing the cylinder head 3 of a piston 4, the squish section fabricated so that the opening of a piston 4 and the cylinder head 3 might be set to 1.5mm in a top dead center is formed near the exhaust valve 10. When the area of this squish section also includes an exhaust valve part, it is constituted so that it may be equivalent to about 50% of boa area.

[0046] An electronic control unit 50 consists of a digital computer, and ROM (read-only memory)52, RAM (random access memory)53, CPU (microprocessor)54, the input port 55, and the output port 56 which were mutually connected by the bidirectional bus 51 are provided. The output voltage of the demand load sensor 61 which generates the output voltage proportional to the amount of treading in of an accelerator pedal is inputted into input port 55 through corresponding A/D converter 57. Furthermore, whenever 10 degrees rotates, the crank angle sensor 62 which generates an output pulse is connected to input port 55 for a crankshaft. The output gestalt of a crank angle sensor just computes or expresses an engine's rotational frequency, TDC of each gas column, and fuel injection timing.

[0047] On the other hand, an output port 56 is connected to the electronics control type fuel injection valve installed in the attaching position 6 of the electric motor 18 which drives the air-supply supercharger 15 through the corresponding drive circuit 58, and an electronics control type fuel injection valve.

[0048] Another example is shown in drawing 11 . The same sign shows the same component as the example shown in drawing 10 in this example. In the example of drawing 11 , the method which mixes a fuel to air supply and is supplied in a cylinder is adopted. Therefore, a fuel injection valve 7 is arranged in the air-supply port 9 which is an air-supply path.

[0049] Drawing 12 shows change of the heat rate over the crank angle observed in the engine experiment. In drawing 12 , supply fuel quantity is fixed and the amount of air supplies is changed. Therefore, A/F will become thin if the amount of air supplies increases. Autohesion fire after a top dead center is realized also to change of an air-fuel ratio by the strong disturbance generated near the top dead center at stability.

[0050] The effectiveness which the effectiveness of the strong disturbance near the top dead center by the squish exerts on stable generating of autohesion fire is shown in drawing 13 . Drawing 13 measures with an axis of abscissa the amount of relative air supplies (ratio of the amount of air supplies to the amount of air supplies which lights in a top dead center (TDC)) in an engine experiment about the autohesion fire generating stage at the time of fixing supply fuel quantity and changing the amount of air supplies. He can understand that a result when B of drawing 13 does not have the enough effectiveness of the strong disturbance near the top dead center by the squish is shown, and increase of the amount of air supplies causes a flame failure easily. The effectiveness of the strong disturbance near the top dead center by the squish shows up enough, and A of drawing 13 shows the result of some conditions, and it is hard to generate a flame failure also to increase of the amount of air supplies, and it shows that autohesion fire combustion which this invention charges is realized.

[0051] It is shown in the range of the large amount of air supplies from change of an ignition stage until it results in a flame failure especially being small that efficient autohesion fire combustion is realized, and it can be expected that the allowances over control cannot carry out the flame failure of the transitional large service condition easily. In addition, as for the effectiveness which this invention means, it is natural for deformation various in the range from which 4 stroke cycle type internal combustion engine can also realize, and it does not deviate in the technical thought of this invention to be possible.

[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-303956

(P 2 0 0 1 - 3 0 3 9 5 6 A)

(43) 公開日 平成13年10月31日 (2001. 10. 31)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	テーマコード (参考)
F02B 1/14		F02B 1/14	3G023
23/00		23/00	T 3G062
F02D 13/02		F02D 13/02	K 3G092
F02M 25/07	510	F02M 25/07	B
	570		Z
		審査請求 未請求 請求項の数 7	O L (全10頁)

(21) 出願番号 特願2000-128825 (P 2000-128825)

(22) 出願日 平成12年4月28日 (2000. 4. 28)

(71) 出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1

(72) 発明者 中野 道王

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72) 発明者 政所 良行

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

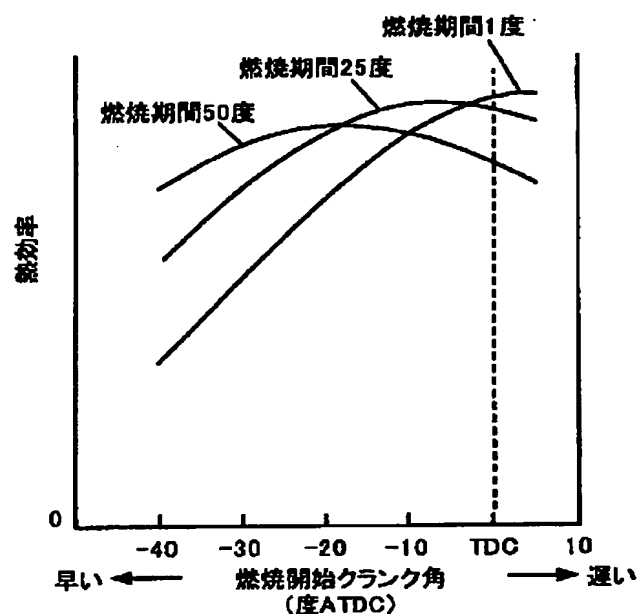
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関

(57) 【要約】

【課題】 可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関に対して、上死点近傍で安定に自着火を発生させる。

【解決手段】 少なくとも圧縮行程の初期においてシリンダ内の空気と既燃ガスが濃度の分布を有する状態を構成するとともに、圧縮上死点近傍で該シリンダ内に強い乱れを生じさせることで気体の攪拌を促進し、該シリンダ内の空気と既燃ガスの濃度分布を低減する。前記の強い乱れを生じさせるために、上死点におけるピストンとシリンダヘッドの間隙が不均一であって圧縮行程においては間隙の小さい部分の気体が間隙の広い部分に向けて噴出し、膨張行程においては間隙の広い部分の気体が間隙の狭い部分に向かって流入する効果を有するスキッシュ部を配置する。該スキッシュ部の面積をシリンダボア面積の25%以上75%以下にするとともに、前記スキッシュ部の上死点における隙間を3mm以下とする。



【特許請求の範囲】

【請求項1】一サイクルの燃焼過程の全部又は一部において可燃混合気の自着火燃焼を発生させることを特徴とする圧縮着火式又は火花点火式内燃機関であって、圧縮行程の後期において該シリンダ内に既燃ガスの濃度が極めて高い領域を有するとともに、該シリンダ内の圧縮上死点近傍で該シリンダ内の気体に乱れが生じる構成としたことを特徴とする内燃機関。

【請求項2】少なくとも圧縮行程の初期においてシリンダ内に既燃ガスの濃度が極めて高い領域を有するとともに、該シリンダに供給された燃料が該既燃ガスの濃度が極めて高い領域の一部にのみ存在する構成とした請求項1に記載の内燃機関。

【請求項3】シリンダに供給される空気が通過する通路内に燃料供給装置を具備するとともに、該シリンダ内に該空気と燃料と既燃ガスを充填する際に該空気と該既燃ガスの混合が抑制される構成とした請求項1または2の一に記載の内燃機関。

【請求項4】シリンダ内に直接に燃料噴霧を供給する燃料噴射弁を具備するとともに、該シリンダ内に空気と既燃ガスを充填する際に該空気と該既燃ガスの混合が抑制される構成とし、燃料供給時点において前記燃料噴霧が少なくとも該既燃ガスの一部分には混合されない構成とした請求項1または2の一に記載の内燃機関。

【請求項5】既燃ガスとシリンダ内に新規に供給された空気の圧縮行程中における体積比を、該既燃ガスを3に対して該空気を7の比率を下限とし、該既燃ガスの体積割合を前記比率以上とする請求項1から4のいずれかの一に記載の内燃機関。

【請求項6】上死点において燃焼室内の一部に他の部分と比較して隙間が小さくなるようにスキッシュ部を構成した請求項1から5のいずれかの一に記載の内燃機関。

【請求項7】前記スキッシュ部の面積をシリンダボア面積の25%以上75%以下にするとともに、前記スキッシュ部の上死点における隙間を3mm以下とする請求項6に記載の内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、圧縮による可燃混合気の自着火燃焼を利用する内燃機関に関する。

【0002】

【従来の技術】内燃機関の熱効率の向上や有害排出物質の低減を目的として、可燃混合気の自着火燃焼を利用する内燃機関の研究開発が進められている。例えば、希薄混合気の圧縮自着火燃焼方式を採用する圧縮自着火式内燃機関では、高い熱効率を得ると共に窒素酸化物の排出濃度を数ppm以下に抑制できることが知られている。また、ディーゼル機関の燃料噴射時期を従来より早めることで燃料の分散度を高めて広い領域で自着火燃焼を実現

する手法も提案されており、前記と同様の効果に加えスモークの排出も低減できることが報告されている。

【0003】しかし、これらの自着火燃焼を利用した内燃機関では、その自着火の発生が混合気の反応性とピストン圧縮にともなう圧力と温度の上昇履歴に依存するため広い機関回転数や要求負荷の範囲で適切な着火時期を維持するためには何らかの外的制御が必要であった。例えば、広い機関回転数や要求負荷の範囲で適切な着火時期を維持することを目的として、圧縮比可変システムによる圧縮温度の制御又は燃料性状の調節による自着火遅れの制御又は既燃ガスを混合することによる混合気温度と希釈率の調節などが提案され、いずれの手法も理論上は着火時期を調節することができる。ここで、既燃ガスとは、以前のサイクルで燃焼したガスを意味し、残留ガスや再循環された排気ガスを指す。

【0004】しかし、前記のいずれの手法も本質的に同じ問題を有している。即ち、従来の火花点火式内燃機関やディーゼル機関のように、燃焼の直前に燃焼の開始を制御することができないことである。前記のいずれの手法も、基本的には圧縮が開始される時点、つまり従来の火花点火式内燃機関における火花点火時期やディーゼル機関における噴射時期より極めて早期に制御が終了していなければならない。そのために、前記のいずれの手法も実現においては精度の高い緻密な制御が必要となり実現を困難とする問題の一つである。

【0005】また、前記圧縮自着火式内燃機関においては、可燃混合気中の燃料分子と酸素分子の化学反応が圧縮による温度上昇とともに加速され、連鎖反応が極めて急速に進行することで自着火燃焼に至る。そのため温度が低下する過程において自着火を発生させるためには、温度低下が開始される前の反応過程において形成された連鎖反応の活性度が温度低下に伴う連鎖反応の抑制効果によって自着火に至らないほど低下させられないように高められていなければならない。

【0006】しかし、このような条件を安定に確実に形成することは容易ではなく、前記圧縮自着火式内燃機関では膨張行程における自着火の開始を実現しようとしても失火しやすく制御が容易ではないという問題がある。既燃ガスを新規に供給された空気と混合し、自着火燃焼を発生させる手法は、例えば特開平11-236833号公報で開示されている。該発明は4ストロークサイクル式機関に吸排気弁の開閉時期を変化させる手段を具備することで、混合気の温度と希釈の効果を調節し、適切な燃焼を達成するものである。

【0007】しかしながら、この手法は前記の圧縮比可変システムによる圧縮温度の制御と前記の残留ガスや再循環された排気ガスによる混合気温度と希釈率の調節を組合せた構成であり、上記の本質的な自着火制御に関する問題を解決するものではない。

【0008】また、2ストロークサイクル式内燃機関に

10

20

30

40

50

において、前サイクルのガスを残留させることで自着火燃焼を誘発する手法として、ATAC (S. Ohnishi et al., "Active Thermo-Atomosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines", SAE Paper 790501, (1979).) や AR 燃焼 (Y. Ishibashi et al., "A Low Pressure Pneumatic Direct Injection Two-Stroke Engine by Activated Radical Combustion Concept", SAE paper 980757, (1998).) に代表される手法が既に存在する。しかしながら、これらの従来技術においても、掃気孔の閉じる時期を変化させることによりシリンダ内の残留ガスの割合を調節することと有効圧縮比を変化させることにより自着火が制御されており、上記の本質的な自着火制御に関する問題を解決するものではない。

【0009】また、これらに類する発明としては、既に例えば特開昭54-55208号公報などに見られる開示があるが、これらの発明は火花点火式の2ストロークサイクル式内燃機関における低・中負荷域での不安定な燃焼を改善することを目的としており、本発明とは本質的に目的が異なることに加え、高温の残留ガスと低温の新規混合気との接触面で発生するラジカルによる自着火を利用したものとして説明されており、残留ガス自身が有するラジカル等を可燃混合気内に積極的に混合する思想を有していない。即ち、自着火を発生させるための意図的な行為の実施が圧縮開始時点においてほぼ完了するという点では、前記従来技術の有する本質的な問題を何ら解決するものではない。

【0010】

【発明が解決しようとする課題】可燃混合気の圧縮自着火燃焼を一サイクルの燃焼過程の全部又は一部において利用する内燃機関では、上死点近傍で安定に自着火を発生させることが容易ではなく、早期着火や失火が発生しやすい。本発明が解決しようとする課題は、前記可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関に対して、上死点近傍で安定に自着火を発生させることを容易にする構成を提供することにある。

【0011】以下に、図を用いて、上死点近傍で安定に自着火を発生させることの必要性を説明する。図1は燃焼開始クランク角が熱効率に及ぼす影響を数値計算により求めた例を示す。熱効率が最大となる燃焼開始クランク角は、燃焼期間が短いほど上死点に近づき、ほぼ瞬間燃焼と言える燃焼期間1度の条件においては、上死点より遅い時期、即ち膨張行程の極めて初期において燃焼を開始することが高い熱効率を得るために重要であることが理解できる。又、燃焼期間が短い条件ほど、高い熱効率が得られることが理解できる。即ち、高効率を目的とした内燃機関には、上死点近傍から燃焼を開始し、これを短時間で完了することが重要であることが理解できる。

【0012】一方、図1は燃焼開始クランク角の変動に

対する熱効率の変化の程度も示している。これによれば、燃焼期間が長い条件（例えば燃焼期間50度クランク角）ほど燃焼開始クランク角が変化しても熱効率の変化は小さく、反対に燃焼期間が短い条件（例えば燃焼期間1度クランク角）ほど燃焼開始クランク角が熱効率の変化に与える影響が大きいことが分かる。即ち、内燃機関の燃焼として高効率を目的とした短時間で完了する燃焼を実現する場合には、早期着火による熱効率の低下を防止することが重要となることが理解できる。これは、例えば前記可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関において、上死点近傍での安定な自着火の発生を実現することの重要性を示すものである。

【0013】図2は、熱効率が最大となる燃焼開始クランク角に対する燃焼期間と空燃比 (A/F) の関係を数値計算により求めた例を示す。図1で示されたように、燃焼期間を短縮するほど熱効率が最大となる燃焼開始クランク角が上死点近傍となる。燃焼期間を20度クランク角以内として高効率な急速燃焼を実現すると仮定すれば、熱効率が最大となる燃焼開始クランク角は上死点前5度クランク角より遅い時期となり、又その範囲はA/Fの影響をほとんど受けないことがわかる。

【0014】即ち、これらの解析結果から、高効率を目的とした内燃機関の燃焼においては、A/Fに関わらず、短時間で完了する燃焼を上死点近傍で発生させることが必要であると結論できる。

【0015】次に、前記可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関において観察される自着火特性の結果について示す。一般的に可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関においては自着火時期を制御する実用的な手法が確立されていない。ここでは、供給燃料量を一定とした状態で、給気量（シリンダ内への新規空気の供給量）と既燃ガスの割合を変化させて着火時期の変化を検討した結果を示す。

【0016】図3はエンジン実験から得られた代表的な特性を示す。図3によれば、給気量を増大させることで着火時期は単調に遅くなり、これはシリンダ内の既燃ガス減少によるA/Fの希薄化と混合気温度の低下によるものと考えられる。さらに給気量を増大させると失火に至る。即ち、この特性は、前記可燃混合気の圧縮自着火燃焼を利用した内燃機関において、給気量の変化に対して着火時期が影響されやすいことを示しており、特に上死点後の自着火発生は突然の失火を引き起こしやすいことを示すものでもある。

【0017】そのため、窒素酸化物の低減や急激な燃焼に伴う燃焼騒音（打音やノッキングに類似した音）の抑制に効果を有する上死点後の燃焼開始を安定に実現することが困難であると言える。

【0018】

【課題を解決するための手段】本発明は、請求項1に記載のように、一サイクルの燃焼過程の全部又は一部にお

10

20

30

40

50

いて可燃混合気の自着火燃焼を発生させることを特徴とする圧縮着火式又は火花点火式内燃機関であって、圧縮行程の後期において該シリンダ内に既燃ガスの濃度が極めて高い領域を有するとともに、該シリンダ内の圧縮上死点近傍で該シリンダ内の気体に乱れが生じる構成とした内燃機関である。

【0019】請求項2に記載の発明は、少なくとも圧縮行程の初期においてシリンダ内に既燃ガスの濃度が極めて高い領域を有するとともに、該シリンダに供給された燃料が該既燃ガスの濃度が極めて高い領域の一部にのみ存在する構成とした請求項1に記載の内燃機関である。

【0020】請求項3に記載の発明は、シリンダに供給される空気が通過する通路内に燃料供給装置を具備するとともに、該シリンダ内に該空気と燃料と既燃ガスを充填する際に該空気と該既燃ガスの混合が抑制される構成とした請求項1または2の一に記載の内燃機関である。

【0021】請求項4に記載の発明は、シリンダ内に直接に燃料噴霧を供給する燃料噴射弁を具備するとともに、該シリンダ内に空気と既燃ガスを充填する際に該空気と該既燃ガスの混合が抑制される構成とし、燃料供給時点において前記燃料噴霧が少なくとも該既燃ガス的一部分には混合されない構成とした請求項1または2の一に記載の内燃機関である。

【0022】請求項5に記載の発明は、既燃ガスとシリンダ内に新規に供給された空気の圧縮行程中における体積比を、該既燃ガスを3に対して該空気を7の比率を下限とし、該既燃ガスの体積割合を前記比率以上とする請求項1から4のいずれかの一に記載の内燃機関である。

【0023】請求項6に記載の発明は、上死点において燃焼室内の一部分に他の部分と比較して隙間が小さくなるようにスキッシュ部を構成した請求項1から5のいずれかの一に記載の内燃機関である。即ち、本発明は、前記の強い乱れを生じさせるために、上死点におけるピストンとシリンダヘッドの間隙が不均一であって圧縮行程においては隙間の小さい部分の気体が隙間の広い部分に向けて噴出し、膨張行程においては隙間の広い部分の気体が隙間の狭い部分に向かって流入する効果を有するスキッシュ部を配置した構成である。

【0024】請求項7に記載の発明は、前記スキッシュ部の面積をシリンダボア面積の25%以上75%以下にするとともに、前記スキッシュ部の上死点における隙間を3mm以下とする請求項6に記載の内燃機関である。

【0025】詳述すれば、本発明は、圧縮着火式又は火花点火式内燃機関に対して、少なくとも圧縮行程の初期においてシリンダ内の空気と既燃ガスが濃度の分布を有する状態を構成するとともに、圧縮上死点近傍で該シリンダ内に強い乱れを生じさせることで気体の攪拌を促進し、該シリンダ内の空気と既燃ガスの濃度分布を低減することで実現される。

【0026】図4に本発明が意図するシリンダ内の状態を2ストロークサイクル式内燃機関を例に模式的に示す。圧縮行程において新気と既燃ガスに分離された気体は、上死点近傍で急速に混合され、これにより自着火燃焼を生じる。燃焼及び膨張行程を経た後にガス交換過程において既燃ガスの一部は排気され、代りに新気が給気される。なお、実際のエンジンにおいては、図4に示すような明確な2領域の分布は達成されないこと、および必ずしも上下に分割された分布である必要はないことは当然である。

【0027】図5に本発明が意図するシリンダ内の状態を4ストロークサイクル式内燃機関を例に模式的に示す。圧縮行程において新気と既燃ガスに分離された気体は、上死点近傍で急速に混合され、これにより自着火燃焼を生じる。燃焼及び膨張行程を経た後に、既燃ガスの一部を排気する短期間の排気を行い、その後は吸排気弁を閉鎖した状態で無駄圧縮と無駄膨張を行う。シリンダ内の圧力が十分に低下した後に吸気弁を開放し、新気をシリンダ内に供給する。なお、実際のエンジンにおいては、図5に示すような明確な2領域の分布は達成されないこと、および必ずしも上下に分割された分布である必要はないことは当然である。

【0028】また、4ストロークサイクル式内燃機関では、吸排気弁の開放時期を調節することにより、排気行程において吸気通路または排気通路に排出した既燃ガスを吸気行程で再度吸入することが可能であり、層状吸気を行えば本発明が意図するシリンダ内の状態を構成することができる。ただし、この場合には、既燃ガスの温度が低下してしまうため、本発明が意図する既燃ガスによる自着火の促進効果が低下することに注意が必要となる。

【0029】

【発明の作用・効果】発明者らは、自着火燃焼が混合気の反応性と温度により強く影響されることに加え、ラジカル（活性化学種）を加えることで促進されることに着目した。ラジカルは化学反応の連鎖を促進する分子であり、自着火に至る酸化反応過程においても大量に発生する。通常、可燃混合気が高温雰囲気において自着火に至る過程では、ラジカルは燃料分子と酸素分子との直接反応などに代表される開始反応の生成物として発生し、このラジカルがさらに燃料分子や酸素分子と反応することでラジカルを含む様々な分子を生成し、遂には極めて急速に反応が進行し自着火へと至る。

【0030】例えば燃料分子として飽和炭化水素を考えると、開始反応では該燃料分子中の水素原子が酸素分子により引き抜かれ、燃料分子から水素原子が一つ欠落したアルキルラジカルとH₂O₂ラジカルが生成される。その後、OHやHなど多くの種類のラジカルが反応の進行にともない生成され、これらは燃料分子やアルキルラジカルなどとの反応を繰り返す、遂には急速な発熱を伴う自

着火燃焼を発生し、CO₂やH₂Oの濃度が極めて高い既燃ガスへと変化する。

【0031】前述のように、ラジカルは自着火過程を速やかに進行させる効果を有する化学種と言え、圧縮自着火燃焼ではラジカルは圧縮による温度上昇によって可燃混合気内部で生成される。これに対して本発明では上死点近傍において該可燃混合気に外部からラジカルに富んだ高温の気体を供給することで上死点近傍での安定した自着火を実現するものである。

【0032】本発明では、可燃混合気に供給するラジカルを含む気体として既燃ガスを用いる。既燃ガスは一般的に主要な発熱反応完了した気体であるが、温度が高いために反応が停止することではなく、常に生成と消失の反応が繰り返され、これらの反応にはラジカルが関与している。即ち、既燃ガスには多くのラジカルが含まれていることになる。しかし、既燃ガス中の化学反応も温度が低下すれば緩慢となり、ラジカル濃度も低減する。つまり、ラジカルの供給源として既燃ガスを用いる際には、その温度を高く保つことが重要となる。

【0033】シリンダ内に既燃ガスを存在させることは、例えば可変バルブタイミング機構を用いた残留ガスの増大や、排気ガスの再循環（EGR）によるEGRガスの供給など従来の技術で実現できる。しかしながら、これらの技術でシリンダ内に既燃ガスを存在させる場合に、圧縮行程の早期までに新規に供給された空気と十分に混合されれば、空気による冷却によりラジカル濃度が極めて少なくなることに加え、シリンダ内の気体がほぼ均一な組成となるために上死点近傍での乱れはラジカルの供給にとって意味をなさない。

【0034】そこで、少なくとも圧縮行程の初期においては既燃ガスと空気がシリンダ内で分布を持って存在することが重要となる。即ち、空気の濃度が高く比較的濃度の低い領域（以後、空気過剰領域と略す）と、既燃ガスの濃度が高く比較的濃度の高い領域（以後、空気不足領域と略す）を存在させることが重要となる。空気過剰領域および空気不足領域の意図する状態は、図6に示されている。

【0035】前記空気不足領域は前記空気過剰領域より温度が高いために圧縮行程におけるピストン圧縮にともなう温度上昇過程の温度が高いことに加え、多くのラジカルを含む既燃ガスの濃度が高いことから、高温且つラジカルに富んだガス塊としてシリンダ内に偏在することができる。

【0036】一方、前記空気過剰領域は前記空気不足領域より温度が低いために圧縮行程におけるピストン圧縮にともなう温度上昇過程の温度が低く、また既燃ガス濃度が低いとともに温度も低いために圧縮行程初期のラジカルは少ない。

【0037】次に、シリンダ内に供給された燃料分子とラジカルの関係について考える。前記空気過剰領域に混

合された燃料分子は、前記の理由により既燃ガスに起因するラジカルの影響をほとんど受けることなく圧縮される。これに対して前記の空気不足領域に混合された燃料分子は酸化潜熱により燃料分子が混合された領域の温度を低下させ該領域のラジカルを減少させるため、酸素分子とラジカルが乏しく温度も低下した領域を構成することになる。

【0038】つまり、少なくとも燃料がシリンダ内に供給された直後においては燃料分子の存在箇所はラジカルが少なく温度も比較的低い条件となる。そのため、燃料分子の存在領域に関して本発明が必要とする要件は、少なくとも圧縮行程初期において前記空気不足領域の全体に燃料分子が分散し該空気不足領域全体のラジカルが減少し温度が低下することを防止することにある。即ち、空気だけでなく燃料分子の濃度も低い空気不足領域（以後、既燃ガス過剰領域と略す）を形成することにある。既燃ガス過剰領域の意図する状態は、図6に示されている。

【0039】前記既燃ガス過剰領域には、前述のように空気や燃料分子が乏しいことから圧縮行程において高い温度とラジカルに富んだ状態を形成する。これに対して、燃料分子を含んだ空気過剰領域や空気不足領域（以後、燃料供給領域と略す）では、圧縮行程における温度上昇にともなう燃料分子の酸化反応が進行する。しかし、該燃料供給領域の酸化反応が相対的に十分でない条件、即ち例えば圧縮比が不十分である条件においては上死点を過ぎても自着火燃焼が発生することができない。従来技術においては失火に至る条件である。なお、燃料供給領域の意図する状態は、図6に示されている。

【0040】そこで、本発明では、前記既燃ガス過剰領域が、上死点近傍でシリンダ内の他の領域と急速に混合するように乱れを発生させる。この乱れによって高温でラジカルに富んだ気体が燃料供給領域に混合されることで、少なくとも一部分の燃料分子の化学反応は加速され自着火燃焼を発生する。シリンダ内で発生した該自着火燃焼はシリンダ内の圧力を上昇させることで温度上昇を引き起こす、この温度上昇が自着火寸前の状態であった他の可燃混合気の自着火燃焼が速やかに発生し、さらにシリンダ内の圧力を高める。この連鎖的な自着火燃焼により、従来技術においては失火に至る条件においても、熱効率の高い短期間の燃焼完了が実現される。

【0041】本発明が請求するスキッシュ部とは、上記の上死点近傍での乱れを発生させる効果を奏する。即ち、圧縮行程後期において、該スキッシュ部近傍の気体は間隙の急速な縮小により間隙の広い領域へと噴出する。また、膨張行程の初期においては、間隙の急速な拡大により他の領域から急速な気体の流入が発生する。つまり、該スキッシュ部は上死点の前後においてシリンダ内の気体を攪乱し前述のラジカルに富んだ高温の気体を可燃混合気と混合することで、上死点近傍での自着火燃

焼の発生と速やかな完了を実現する効果を有する。

【0042】図7は、本発明の意図するシリンダ内の状態、即ち、少なくとも圧縮行程の初期においてシリンダ内の空気と既燃ガスが濃度の分布を有する状態が、実際のエンジンにおいて実現された場合の例を模式的に示すものである。図7は、吸気通路から可燃混合気が供給される構成を想定している。

【0043】図8は、本発明の意図するシリンダ内の状態の別の例を模式的に示すものである。シリンダ上部にシリンダ内に直接に燃料を噴射する噴射弁を配置し、新気と既燃ガスの境界付近に燃料噴霧が存在する形態を示している。

【0044】

【発明の実施の形態】図9及び図10は本発明を給気過給機とシリンダ内に直接燃料を供給する燃料噴射弁を備えた頭上弁式2ストロークサイクル式内燃機関として実現した例を示している。図9と図10を参照すると、1は機関本体、2はシリンダブロック、3はシリンダヘッド、4はピストン、5は燃焼室、6はシリンダ内に直接燃料を噴射する電子制御式燃料噴射弁の取付位置、8は給気弁、9は給気ポート、10は排気弁、11は排気ポートを夫々示す。給気ポート9は対応する給気枝管12を介してサージタンク13に連結され、サージタンク13は給気ダクト14及び給気過給機15及び給気ダクト16を介してエアクリーナ17に接続される。給気過給機15は電気モータ18により駆動される。

【0045】一方、排気ポート11は排気マニホールド19を介して排気ダクト20に連結される。ピストン4のシリンダヘッド3に面した面において排気弁10の近傍は上死点においてピストン4とシリンダヘッド3の空隙が1.5mmとなるように成形されたスキッシュ部を形成する。このスキッシュ部の面積は排気弁部分も含めるとボア面積の約50%に相当するように構成される。

【0046】電子制御ユニット50はデジタルコンピュータからなり、双方向性バス51によって互いに接続されたROM（リードオンリメモリ）52、RAM（ランダムアクセスメモリ）53、CPU（マイクロプロセッサ）54、入力ポート55及び出力ポート56を具備する。アクセルペダルの踏み込み量に比例した出力電圧を発生する要求負荷センサ61の出力電圧は対応するA/D変換器57を介して入力ポート55に入力される。更に入力ポート55にはクランクシャフトが例えば10°回転する毎に出力パルスが発生するクランク角センサ62が接続される。クランク角センサの出力形態は、機関の回転数及び各気筒のTDC及び噴射時期を算出又は表現できるものであれば良い。

【0047】一方、出力ポート56は対応する駆動回路58を介して給気過給機15を駆動する電気モータ18及び電子制御式燃料噴射弁の取付位置6に設置される電子制御式燃料噴射弁に接続される。

【0048】図11に別の実施例を示す。この実施例において図10に示す実施例と同一の構成要素は同一の符号で示す。図11の実施例では、燃料を給気に混合してシリンダ内に供給する方式を採用している。そのため、燃料噴射弁7は給気通路である給気ポート9内に配置される。

【0049】図12はエンジン実験で観察されたクランク角に対する熱発生率の変化を示したものである。図12では、供給燃料量を固定し、給気量を変化させている。そのため、給気量が増加するとA/Fは希薄になる。上死点近傍で発生する強い攪乱により、空燃比の変化に対しても上死点後での自着火が安定に実現されている。

【0050】図13には、スキッシュによる上死点近傍での強い攪乱の効果が自着火の安定な発生に及ぼす効果を示す。図13は、エンジン実験において、供給燃料量を固定し給気量を変化させた場合の自着火発生時期について、相対給気量（上死点（TDC）で着火する給気量に対する給気量の比）を横軸に比較したものである。図13のBはスキッシュによる上死点近傍での強い攪乱の効果が十分でない場合の結果を示し、給気量の増大が容易に失火を招くことが理解できる。図13のAは、スキッシュによる上死点近傍での強い攪乱の効果が十分である条件の結果を示し、給気量の増大に対しても失火が発生しにくく、本発明の請求する自着火燃焼が実現されていることを示す。

【0051】特に、失火に至るまでの着火時期の変化が小さいことから、広い給気量の範囲で高効率な自着火燃焼が実現されることが示されており、制御に対する余裕が大きく過渡的な運転条件でも失火しにくいことが期待できる。なお、本発明の意図する効果は、4ストロークサイクル式内燃機関でも実現可能であり、また本発明の技術的思想に逸脱しない範囲で種々の変形が可能であることは当然である。

【図面の簡単な説明】

【図1】燃焼開始クランク角及び燃焼期間と熱効率の関係を数値シミュレーションで求めた線図である。

【図2】燃焼期間及び空燃比と熱効率が最大となる燃焼開始クランク角の関係を数値シミュレーションで求めた線図である。

【図3】給気量の変化に対する着火時期の変化を示す線図である。

【図4】本発明が意図するシリンダ内の状態を示す模式図である。

【図5】本発明が意図するシリンダ内の状態を示す模式図である。

【図6】本発明において実現されるシリンダ内の状態を示す略語を定義する図である。

【図7】本発明が実際のエンジンで実現される場合のシリンダ内の状態を示す模式図である。

【図8】本発明が実際のエンジンで実現される場合のシ

11

リンダ内の状態を示す模式図である。

【図 9】本発明が請求する 2 ストロークサイクル式内燃機関の全体図である。

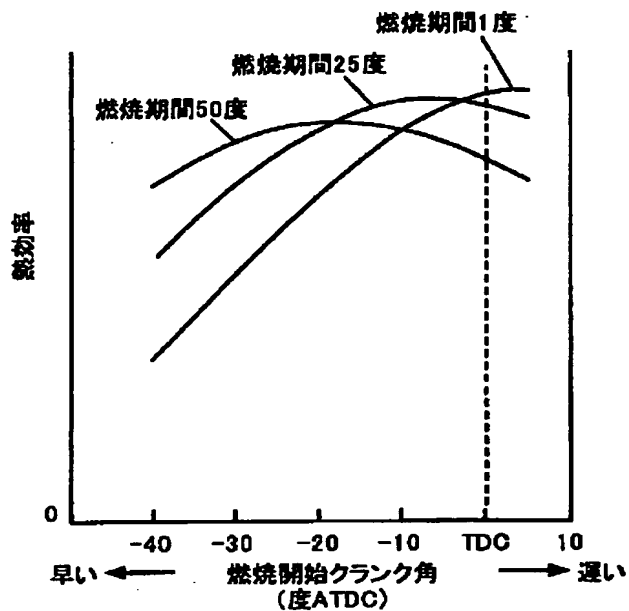
【図 10】機関本体の側面断面図と燃焼室側から見たシリンダヘッド内面図である。

【図 11】別の実施例を示す機関本体の側面断面図と燃焼室側から見たシリンダヘッド内面図である。

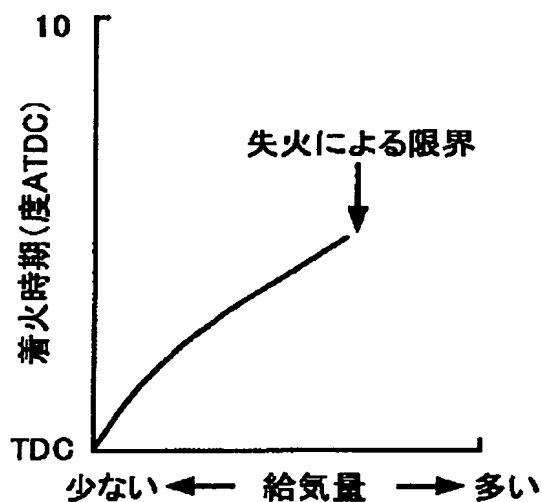
【図 12】本発明の効果を示す熱発生率の線図である。

【図 13】本発明の効果を示す着火時期と給気量の関係

【図 1】



【図 3】



12

を示す線図である。本体の側面断面図と燃焼室側から見たシリンダヘッド内面図である。

【符号の説明】

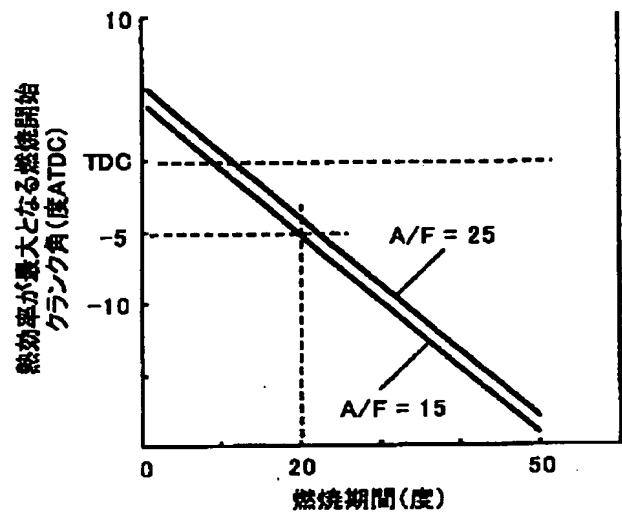
4…ピストン

5…燃焼室

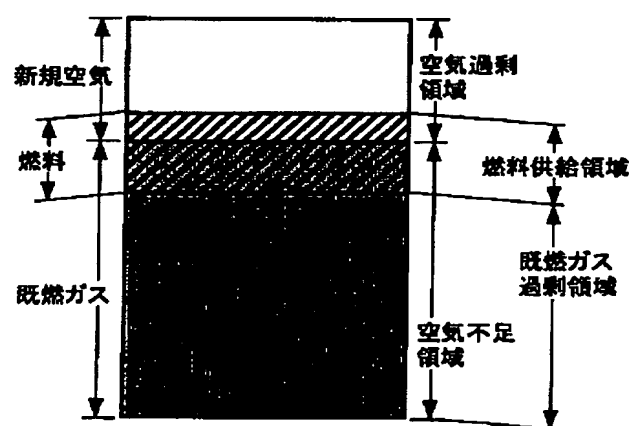
6…シリンダ内に直接燃料を噴射する電子制御式燃料噴射弁の取付位置

15…給気過給機

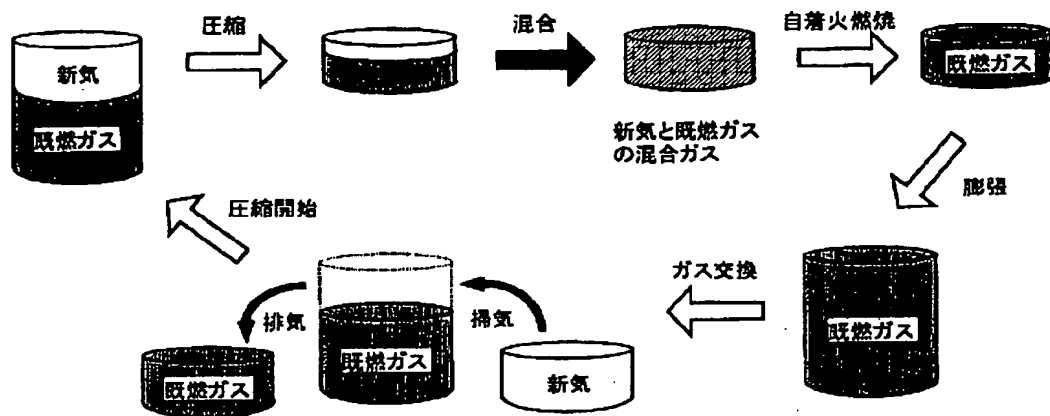
【図 2】



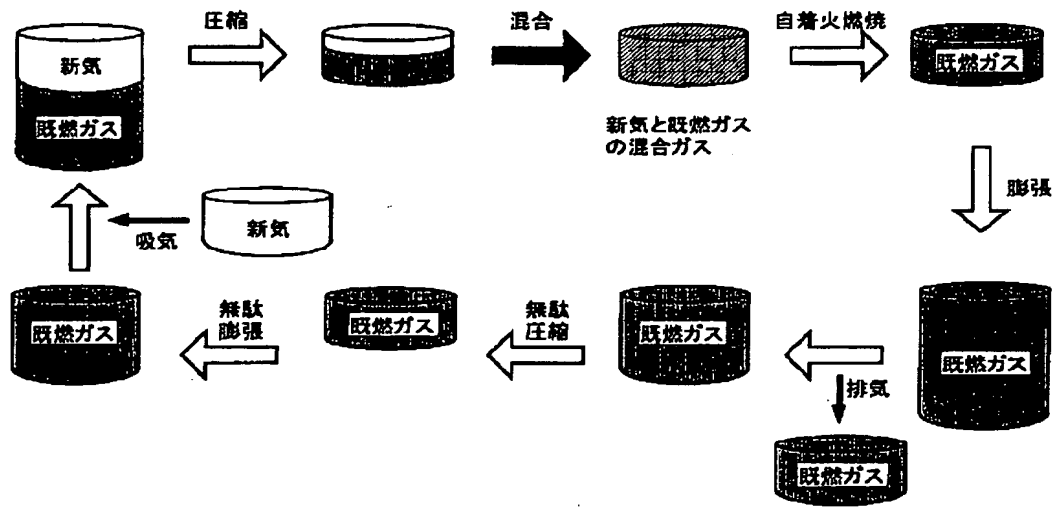
【図 6】



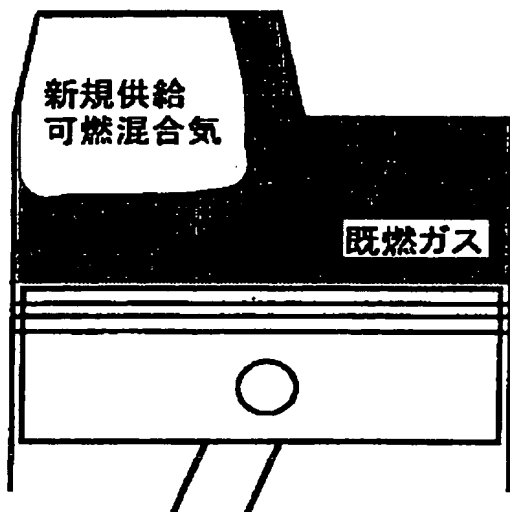
【図 4】



【図 5】

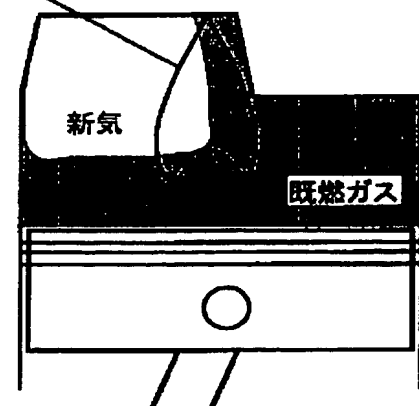


【図 7】

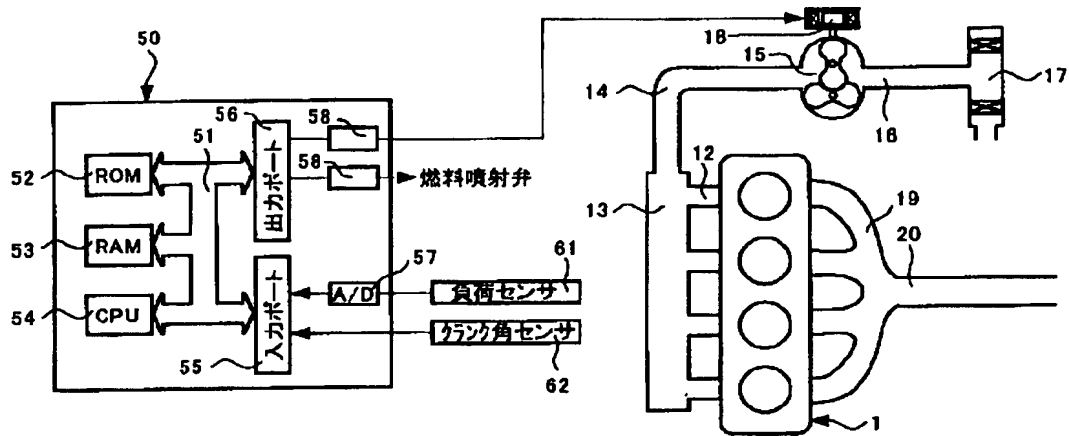


【図 8】

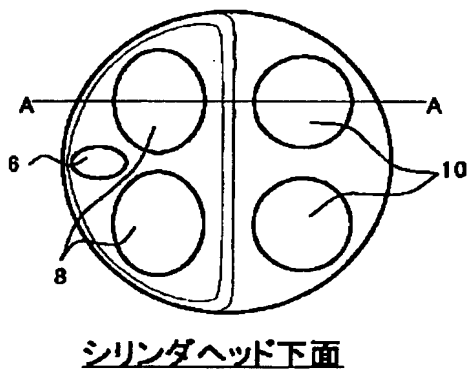
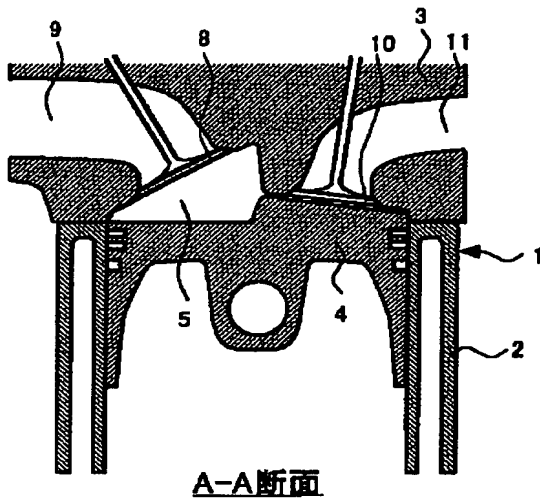
燃料噴霧の存在範囲



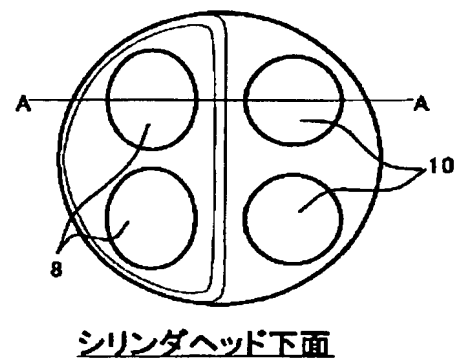
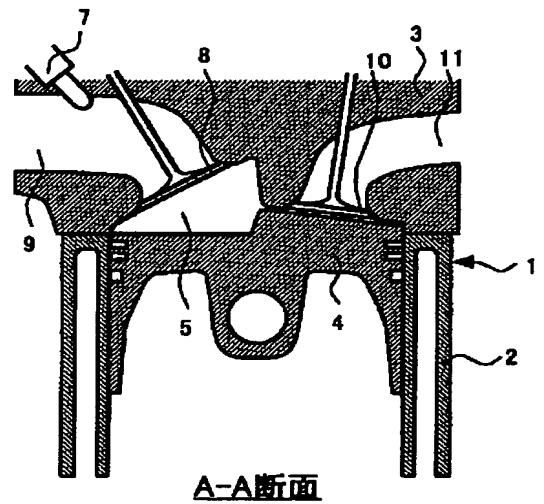
【図 9】



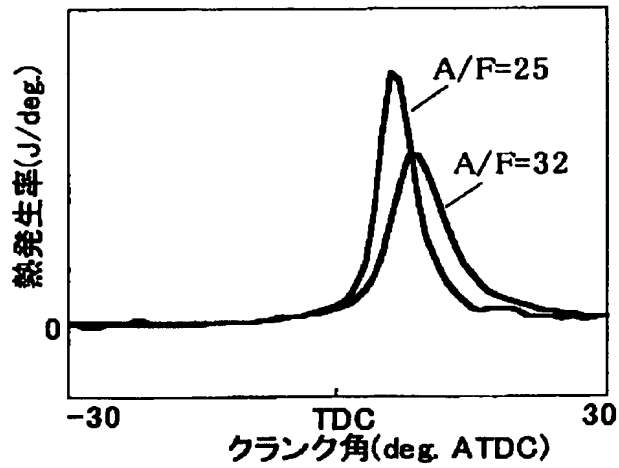
【図 10】



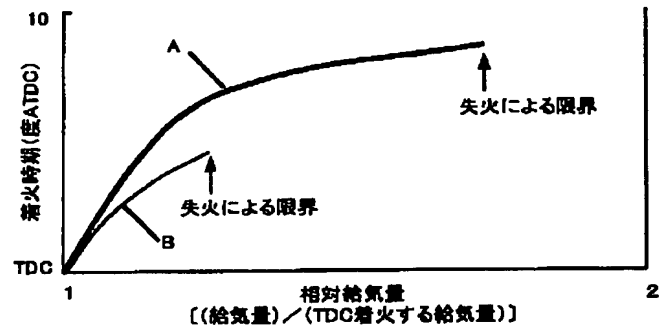
【図 11】



【図 12】



【図 13】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G023 AA01 AA06 AB01 AB05 AC02
 AC04 AD03 AD08 AD29 AF02
 AF03 AG02 AG05
 3G062 AA01 AA05 AA10 BA02 BA04
 BA05 GA05 GA06 GA15
 3G092 AA01 AA02 AA05 AA06 AA09
 AA10 DA01 DA02 DA08 DC09
 FA21 HD07X